

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 04-258418

(43)Date of publication of application : 14.09.1992

JP 2633095 B2

(51)Int.Cl.

E02F 9/22
F02D 29/04
F02D 41/04
F02D 45/00
F04B 49/06

(21)Application number : 03-060924

(71)Applicant : HITACHI CONSTR MACH CO LTD

(22)Date of filing : 08.02.1991

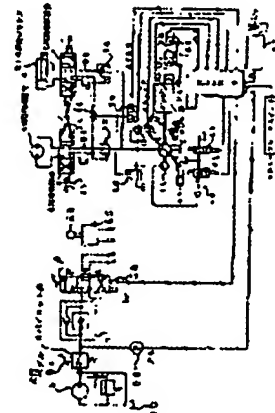
(72)Inventor : TATSUMI AKIRA
ICHIMURA KAZUHIRO
NAKAMURA SHIGETAKA

(54) HYDRAULIC CONTROLLER FOR HYDRAULIC CONSTRUCTION EQUIPMENT

(57)Abstract:

PURPOSE: To ensure smooth acceleration by conducting control only in the direction that input torque is increased when the number of revolution of a prime mover is controlled by an operating means controlling a hydraulic actuator.

CONSTITUTION: A hydraulic actuator such as a hydraulic motor 4 for traveling, a cylinder 21 for work, etc., is driven by oil discharged from a variable displacement hydraulic pump 1 driven by a prime mover 27. The quantity of pressure oil is controlled through a control means such as a control valve 2 for traveling, a control valve 20 for work, etc., in response to the operation of an operating means such as a traveling pedal 8a, a pilot valve 6, etc. The input torque of the hydraulic pump 1 is varied by a torque control section in response to a deviation with the control number of revolution in the number of revolution of the prime mover 27 detected by a revolution sensor 53. The number of revolution of the prime mover 27 is controlled only in the direction that input torque is increased by a second control circuit section in response to the manipulated variable of the operating means.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2633095号

(45) 発行日 平成9年(1997)7月23日

(24) 登録日 平成9年(1997)4月25日

(51) Int.Cl. ⁴	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
E 0 2 F 9/22			E 0 2 F 9/22	K
F 0 2 D 29/04			F 0 2 D 29/04	H
	41/04	3 3 0		3 3 0 C
	45/00	3 3 0		3 3 0
F 0 4 B 49/06		3 2 1	F 0 4 B 49/06	3 2 1 Z

請求項の数1(全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平3-60924
(22) 出願日 平成3年(1991)2月8日
(65) 公開番号 特開平4-258418
(43) 公開日 平成4年(1992)9月14日

(73) 特許権者 000005522
日立建機株式会社
東京都千代田区大手町2丁目6番2号
(72) 発明者 辰巳 明
茨城県土浦市神立町650番地 日立建機
株式会社 土浦工場内
(72) 発明者 一村 和弘
茨城県土浦市神立町650番地 日立建機
株式会社 土浦工場内
(72) 発明者 中村 重孝
茨城県土浦市神立町650番地 日立建機
株式会社 土浦工場内
(74) 代理人 弁理士 永井 冬紀
審査官 川島 陵司

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 油圧建設機械の油圧制御装置

1

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】 原動機により駆動される可変容量油圧ポンプと、この油圧ポンプからの吐出油により駆動される油圧アクチュエータと、操作手段の操作に応じて前記油圧アクチュエータに導かれる圧油の量を制御する制御手段と、前記原動機の回転数を検出する検出手段と、前記検出された実際の回転数と制御回転数との偏差に応じて前記油圧ポンプの入力トルクを増減する入力トルク制御手段と、前記操作手段の操作量に応じて前記原動機の回転数を制御する原動機制御手段とを備えた油圧建設機械の油圧制御装置において、前記入力トルク制御手段は、前記原動機制御手段により原動機回転数が制御されているときには、前記入力トルクが増加する方向の制御のみ行うことを特徴とする油圧建設機械の油圧制御装置。

【発明の詳細な説明】

2

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、入力トルク制御を採用した油圧建設機械の油圧制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 エンジン（原動機）により駆動される可変容量油圧ポンプからの吐出油によって駆動される走行用油圧モータ（油圧アクチュエータ）を備え、例えば走行ペダル（操作手段）の操作に応じて油圧モータに導かれる圧油の量を制御して車両を走行せしめるとともに、上記走行ペダルの操作に応じてエンジン回転数を制御可能な油圧建設機械（例えばホイール式油圧ショベルなど）が知られている。そして、このような油圧建設機械には以下のような入力トルク制御を採用するものがある。

【0003】 入力トルク制御とは、例えば回転数センサ

により検出される実際のエンジン回転数 N_r と、エンジンのガバナレバー位置（制御回転数） N_θ との偏差 ΔT を演算して後述するスピードセンシングを行い、この偏差 ΔT からエンジンストールを防止するための目標トルク T_{po} を演算し、この目標トルク T_{po} から目標ポンプ傾転角 θ_A を求める制御である。

【0004】図7は上記入力トルク制御のうちのスピードセンシングの詳細を説明するブロック図である。図7において、不図示のポテンショメータで検出された原動機のガバナレバー位置 N_θ は、基準回転数演算部101aおよびトルク演算部101bに入力される。基準回転数演算部101aは、入力されたガバナレバー位置 N_θ に応じて図示の特性からスピードセンシング基準回転数 N_s を演算する。この特性によれば、基準回転数 N_s は、ガバナレバー位置 N_θ すなわち制御回転数が高いほど高くなる。またトルク演算部101bは、入力されたガバナレバー位置 N_θ に応じて図示の特性から目標トルク T_{ro} を演算する。加算部101cは、エンジンの実際の回転数 N_r と、上記基準回転数 N_s との偏差 ΔN （ $=N_r - N_s$ ）を求め、補正トルク演算部101dは、この回転数偏差 ΔN に応じて図示の特性から補正トルク ΔT を求める。この特性によれば、回転数偏差 ΔN が正のときには補正トルクも正になり、回転数偏差 ΔN が負のときには補正トルクも負になり、また $|\Delta N|$ の増加に従って補正トルク $|\Delta T|$ が増加するようになっている。

【0005】また関数発生器101eは、ガバナレバー位置 N_θ が所定値未満のときには「0」、所定値以上のときには「1」を示す信号を出力し、その信号は乗算部101gにて上記補正トルク ΔT に掛け合わされる。すなわち補正トルク ΔT は、ガバナレバー位置 N_θ が所定値以上のときにのみ有効となり、この ΔT は加算部101fにて上記目標トルク T_{ro} に加算され、その値が目標トルク指令値 T_{po} として出力される。そして、この目標トルク指令値 T_{po} から上述したように目標傾転角 θ_A が演算され、この目標傾転角 θ_A となるよう可変容量油圧ポンプの傾転角（押除け容積）が制御される。

【0006】このような入力トルク制御によれば、エンジンのトルクに余裕がある場合には、補正トルク ΔT が正となって目標トルク指令値 T_{po} が増加し、一方、トルクオーバーの場合には、補正トルク ΔT が負となって目標トルク指令値 T_{po} が減少するので、目標トルクを定格トルクに近づけることができ、トルクを有効に設定することができる。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上述した従来の入力トルク制御では、エンジン回転数を一定にして運転する場合には問題はないが、例えば走行ペダルによりエンジン回転数を制御しながら運転する場合には、以下に示す問題が発生する。

【0008】すなわち、例えば走行発進時に走行ペダルをフルスロットルまで踏み込み操作すると、その踏み込み量によって設定されるエンジンの制御回転数 N_θ は高くなり、これに応じて上述したスピードセンシング基準回転数 N_s も高くなる。しかし、ガバナレバーが最大位置になっても実際のエンジン回転数がガバナレバー位置に応じた値に達するまでにはタイムラグがあり、このタイムラグの間は、回転数偏差 ΔN は負となり、補正トルク ΔT も負となる。したがって目標トルク指令値 T_{po} が小さくなって油圧ポンプの傾転角が減少し、ペダル操作から回転数が上昇するまでは、ポンプ流量が不足して油圧モータ、すなわち車両の加速性が悪化する。

【0009】本発明の目的は、上記入力トルク制御を採用しつつも油圧アクチュエータがスムーズに加速可能な油圧建設機械の油圧制御装置を提供することにある。

【0010】

【課題を解決するための手段】一実施例を示す図1～図5に対応付けて説明すると、本発明は、原動機27により駆動される可変容量油圧ポンプ1と、この油圧ポンプ1からの吐出油により駆動される油圧アクチュエータ4、21と、操作手段6、6aの操作に応じて油圧アクチュエータ4、21に導かれる圧油の量を制御する制御手段2、20と、原動機27の回転数を検出する検出手段53と、検出された回転数と制御回転数との偏差に応じて油圧ポンプ1の入力トルクを増減する入力トルク制御手段100と、操作手段6、6aの操作量に応じて原動機27の回転数を制御する原動機制御手段80とを備えた油圧建設機械の油圧制御装置に適用される。そして、入力トルク制御手段100を以下のように構成することにより上記問題点を解決する。すなわち、入力トルク制御手段100は、原動機制御手段80により原動機回転数が制御されているときには、入力トルクが増加する方向の制御のみ行う。

【0011】

【作用】例えば、走行発進時に走行ペダル6a（操作手段）をフルに踏み込み操作した場合、ガバナレバー27bが最大位置になってから実際の回転数が吹き上がるまでのタイムラグの間は、上述したように回転数偏差 ΔN は負となり補正トルク ΔT も負となる。しかし入力トルク制御手段100は、このように操作手段6、6aの操作に応じて原動機制御手段80により原動機27の回転数が制御されているときには、入力トルクが増加する方向の制御のみ行い、入力トルクが減少する方向の制御は行わないので、目標トルク指令値 T_{po} は所定値以上は小さくならず、油圧ポンプの傾転角は所定値以上に保持される。したがって、例えば車両加速時にポンプ流量が不足することなく、スムーズな加速性を確保することができる。

【0012】なお、本発明の構成を説明する上記課題を解決するための手段と作用の項では、本発明を分かり易

くするために実施例の図を用いたが、これにより本発明が実施例に限定されるものではない。

【0013】

【実施例】図1～図6により本発明の一実施例を説明する。図2は本発明に係る油圧建設機械の駆動制御装置の全体構成を示す図、図3はその一部分を拡大して示す図であり、1はエンジン（原動機）27により駆動される可変容量油圧ポンプである。エンジン27の回転数は、ガバナ27aのガバナレバー27bをパルスモータ28により回転することにより制御される。そして、そのエンジン回転数に応じた可変容量油圧ポンプ1の吐出油が走行用制御弁2を介して油圧モータ4に導かれるとともに、作業用制御弁20を介して作業用油圧シリンダ21に導かれる。

【0014】今、例えば前後進切換弁8を前進（F位置）に切換えパイロット弁6のペダル6aを操作すると、パイロット油圧ポンプ5からの吐出油がパイロット式制御弁2のパイロットポート2aに導かれ、この制御弁2がパイロット油圧に応じたストローク量で切換わる。これにより、可変容量油圧ポンプ1からの吐出油が管路91、圧力補償弁23、制御弁2を経て油圧モータ4に供給され車両が走行する。車両の速度は走行ペダル6aの踏込量に依存する。

【0015】走行中にペダル6aを離すとパイロット弁6が圧油を遮断しその出口ポートがタンク10と連通される。この結果、パイロットポート2aに作用していた圧油が前後進切換弁8、スローリターン弁7、パイロット弁6を介してタンク10に戻る。このとき、スローリターン弁7の絞り7aにより戻り油が絞られるからパイロット式制御弁2は徐々に中立位置に切りかわりながら車両が徐々に減速されていく。

【0016】また作業レバー58を操作すると、その操作量に応じて減圧弁59で減圧された圧力により油圧パイロット式の作業用制御弁20が切りかわり、油圧ポンプ1からの吐出油が管路92、圧力補償弁24および制御弁20を介して作業用油圧シリンダ21に導かれ、油圧シリンダ21の伸縮によりブームなどの作業用アタッチメントが昇降する。ここで、圧力補償弁23、24は、油圧モータ4と油圧シリンダ21の作動を独立に補償させ、これらにそれぞれの負荷圧よりも所定圧だけ高い圧力を油圧ポンプ1から供給させるようにするものである。

【0017】可変容量油圧ポンプ1の傾転角、すなわち押除け容積は、傾転角制御装置40により制御される。傾転角制御装置40は、エンジン27により駆動される油圧ポンプ41と、一対の電磁弁42、43と、電磁弁42、43の切換に応じて油圧ポンプ41からの圧油によりピストン位置が制御されるサーボシリンダ44とから成り、サーボシリンダ44のピストン位置に応じて油圧ポンプ1の傾転角が制御される。ここで、一対の電磁

弁42、43はコントローラ50により切換制御される。

【0018】51は、油圧ポンプ1の傾転角 θ_s を検出する傾転角センサ、52は油圧ポンプ1の吐出圧力 P_p を検出する圧力センサ、53はエンジン27の回転数 N_r を検出する回転数センサ、54は、油圧ポンプ1の吐出圧力とアクチュエータの最大負荷圧力（油圧モータ4の負荷圧力と油圧シリンダ21の負荷圧力のうち大きい方の値であり、シャトル弁29にて選択されたものである）との差圧、つまりLS差圧 ΔPLS を検出する差圧センサである。また、55はガバナレバー27bの回転量（制御回転数） N_θ を検出するポテンショメータ、56は走行ペダル6aの操作量に応じたパイロット弁6の圧力 P_l を検出する圧力センサ、58は前後進切換弁8の切換位置を検出し、中立位置以外の前進および後進位置でハイレベル信号を出力する位置センサであり、これらの各センサの検出結果はコントローラ50に入力される。57は、燃料レバー57aの手動操作に応じた目標回転数 X を指令する回転数設定装置であり、その指令信号もコントローラ50に入力される。さらにSW1はブレーキスイッチであり、作業時にはオンされ、走行時にはオフされる。このブレーキスイッチSW1の状態もコントローラ50に入力される。なお、ブレーキスイッチSW1がオンでその出力はハイ、オフでローとなる。

【0019】コントローラ50は、図1に示すような第1の制御回路部60を有し、この制御回路部60は、ロードセンシング制御部（以下、LS制御部）61と、トルク制御部100と、選択部63と、サーボ制御部64とから成る。LS制御部61は、目標差圧 $\Delta PLSR$ と、差圧センサ54で検出されたLS差圧 ΔPLS との偏差 $\Delta(PLS)$ を演算し、この偏差 $\Delta(PLS)$ から目標値の変化量 $\Delta\theta_L$ を演算し、これを積分してロードセンシング制御のための目標ポンプ傾転角 θ_L を求めて出力する。

【0020】トルク制御部100は目標トルク演算部101を有し、この目標トルク演算部101は、回転数センサ53で検出されたエンジン回転数 N_r と、ポテンショメータ55で検出されたガバナレバー位置（制御回転数） N_θ との偏差から補正トルク ΔT を演算してスピードセンシングを行い、この偏差 ΔT からエンジンストールを防止するための目標トルク T_{po} を演算する。また、トルク制御部100は、この目標トルク T_{po} に圧力センサ52で検出されたポンプ吐出圧力 P_p の逆数を乗じて傾転角演算を行う演算部102と、その値 θ_{ps} に一時遅れ要素のフィルタをかけて入力トルク制御のための目標ポンプ傾転角 θ_T を求める傾転角演算部103とを有している。

【0021】図4は上記目標トルク演算部101の詳細を示しており、従来技術で説明した図7と同様な箇所には同一の符号を付し、相違点を主に説明する。図4にお

いて、この目標トルク演算部101では、従来のトルク演算部101dの他にトルク演算部101d'を有している。トルク演算部101d'の特性によれば、図示の如く回転数偏差 ΔN が正の場合は上述と同様に補正回転数 ΔT は正でかつ ΔN の増加に従って増加するが、 ΔN が負の場合には、 ΔT は一定値(零)となる。すなわち、入力トルクが増加する方向の制御のみ行われる。そして、各トルク演算部101d、101d'の出力は選択部101hにそれぞれ入力される。

【0022】また符号101iで示すアンドゲート回路101iには、ブレーキスイッチSW1のオン・オフ状態を示す信号および位置センサ58の検出結果である前後進切換弁8の切換位置を示す信号が入力されるとともに、関数発生器101jの出力が入力される。関数発生器101jは、圧力センサ56の出力、すなわち走行ペダル6aの操作量に応じた圧力信号Ptが所定値未満の場合には「0」を示す信号を、圧力信号Ptが所定値以上の場合には「1」を示す信号を出力する。そして、アンドゲート回路101iは、①ブレーキスイッチSW1がオフし(スイッチSW1はローレベル信号を出力)、②前後進切換弁8がN位置以外(F位置またはR位置)にあり(センサ58はハイレベル信号を出力)、③上記パイロット圧Ptが所定値より高い(関数発生器101jはハイレベル信号を出力)、の3つの条件が全て満たされたときにのみオンする。これは、車両走行時であることを示している。

【0023】そして上述した選択部101hは、アンドゲート回路101iがオフのときには関数発生器101dにより得られた補正回転数 ΔT を選択し、アンドゲート回路101iがオンのときには関数発生器101d'により得られた補正回転数 ΔT を選択する。選択された補正回転数 ΔT は、乗算器101fに入力され、関数発生器101eの出力に掛け合わされた後、加算部101gで目標トルクTroに加算される。以上が目標トルク演算部101の構成である。

【0024】また図1において、選択部63は、上記LS制御部61およびトルク制御部62からの2つの目標傾転角 θ_L 、 θ_T のうち小さい方の値を傾転角指令値 θ_r として選択し、サーボ制御部64に出力する。サーボ制御部64は、選択された傾転角指令値 θ_r と、傾転角センサ51により検出された傾転角フィードバック値 θ_s とを比較し、ポンプ傾転角 θ_s が傾転角指令値 θ_r に一致するよう傾転角制御装置40を制御する。

【0025】ここで、上記LS制御部61によるロードセンシング制御によれば、LS差圧が一定値になるように可変容量油圧ポンプ1の押除け容積が制御され、上記ポンプ圧がロードセンシング圧よりも所定の目標値だけ高く保持されるので、ポンプ吐出流量が制御弁2または20の要求流量になるようにポンプ傾転角が制御され、余分な流量を吐出することがなく絞り損失による無駄が

なくなり燃費および操作性の向上が図れる。またトルク制御部62による入力トルク制御によれば、油圧ポンプ1のトルクがエンジン27の出力トルクの範囲内に保持され、エンジン27に過負荷が作用するのが防止される。

【0026】またコントローラ50は、図5に示す第2の制御回路部80を有している。第2の制御回路部80において、81は第1の目標回転数演算部であり、回転数設定装置57の燃料レバー57aの変位置Xに相当する信号から変位置Xに応じた第1の目標回転数Nxを決定する。82は第2の目標回転数演算部であり、走行ペダル6aの操作量に対応するパイロット圧Pt(圧力センサ56からの信号)からパイロット圧Ptに応じた第2の目標回転数Ntを決定する。

【0027】ここで、第1の目標回転数演算部81では、変位置Xと第1の目標回転数Nxとは、変位置Xが増加するに従って第1の目標回転数Nxがアイドル回転数Niから直線的に増加する関係に設定されている。また第2の目標回転数演算部82では、パイロット圧Ptと第2の目標回転数Ntとは、パイロット圧Pt(ペダル操作量)が増加するに従って第2の目標回転数Ntがアイドル回転数Niから直線的に増加する関係に設定されている。さらに第1の目標回転数Nxの最大値Nxmaxはエンジン1が出し得る最高回転数よりも低く設定され、第2の目標回転数Ntの最大値Ntmaxはエンジン1の当該最高回転数にほぼ等しく設定され、結果として、目標回転数Ntの最大値Ntmaxは目標回転数Nxの最大値Nxmaxよりも大きくなっている。

【0028】これら目標回転数Nx、Ntは第3の選択部83で大きい方の値が選択され、目標回転数指令値Nyとされる。この目標回転数指令値Nyはサーボ制御部84でポテンショメータ55により検出されたガバナレバー27bの変位置N θ の信号と比較され、図6に示す手順にしたがって両者が一致するようパルスモータ28が制御される。

【0029】図6において、まずステップS21で目標回転数指令値Nyとガバナレバー変位置N θ とをそれぞれ読み込み、ステップS22に進む。ステップS22では、N θ -Nyの結果を回転数差Aとしてメモリに格納し、ステップS23において、予め定めた基準回転数差Kを用いて、 $|A| \geq K$ か否かを判定する。肯定されるとステップS24に進み、回転数差A>0か否かを判定し、A>0ならばガバナレバー変位置N θ が目標回転数指令値Nyよりも大きい、つまり制御回転数が目標回転数よりも高いから、エンジン回転数を下げるためステップS25でモータ逆転を指令する信号をパルスモータ28に出力する。これによりパルスモータ28が逆転しエンジン27の回転数が低下する。

【0030】一方、A \leq 0ならばガバナレバー変位置N θ が目標回転数指令値Nyよりも小さい、つまり制御回

転数が目標回転数よりも低いから、エンジン回転数を上げるためステップS26でモータ正転を指令する信号を出力する。これにより、パルスモータ28が正転し、エンジン27の回転数が上昇する。ステップS23が否定されるとステップS27に進んでモータ停止信号を出力し、これによりエンジン27の回転数が一定値に保持される。ステップS25～S27を実行すると始めに戻る。

【0031】次に、以上のように構成された実施例の動作を説明する。車両を走行させるに当たり、燃料レバー57aがアイドル位置にある状態でブレーキスイッチSW2をオフし、前後進切換弁をF位置またはR位置に切換えて走行ペダル6aを操作すると、上述したように油圧モータ4が駆動されて車両が走行を開始する。このとき、第2の目標回転数演算部82(図5)の目標回転数 N_p の方が第1の目標回転数演算部81の目標回転数 N_x より大きくなるので、選択部83は上記目標回転数 N_p を目標回転数指令値 N_y として選択し、図5の手順に従って実際の回転数がこの N_y となるようにガバナレバー位置が制御される。

【0032】したがって、例えば走行ペダル6aをフルスロットルまで操作した場合には、ガバナレバー位置(制御回転数) N_θ (図4)は最大位置となり、これに応じて上述したスピードセンシング基準回転数 N_s も最大値となる。ここで、ガバナレバー27bが最大位置になっても実際のエンジン回転数がガバナレバー位置に応じた値に達するまでにはタイムラグがあり、このタイムラグの間は、回転数偏差 ΔN は負となるので、関数発生器101dで演算される補正トルク ΔT は負となる。しかし、関数発生器101d'では、図から分かるように回転数偏差 ΔN が負となっても補正トルク ΔT は零で保持され負にならない。

【0033】そして、このような走行時には、上述した①②③の条件が全て満足されるので、図3のアンドゲート回路101iが「1」を示す信号を出力し、これにより選択部101hは、関数発生器101d'の出力 ΔT を選択する。したがって目標トルク指令値 T_p は所定値以上で保持され、油圧ポンプ1の傾転角も所定値以下に低下することなく、油圧モータ4すなわち車両のスムーズな加速性を確保することができる。

【0034】一方、上記①②③の少なくともいずれか1つが満足されない場合、すなわち非走行時には、アンドゲート回路101iが「0」を示す信号を出力するので、選択部101hは、関数発生器101dの出力 ΔT を選択する。したがってこの場合には、従来と同様に入力トルクが減少する方向の制御も行われる。

【0035】以上の実施例の構成において、走行用油圧モータ4および作業用シリンダ21が油圧アクチュエータを、走行ペダル6aおよびパイロット弁6が操作手段を、走行用制御弁2および作業用制御弁20が制御手段

を、回転数センサ53が検出手段を、トルク制御部100が入力トルク制御手段を、第2の制御回路部80が原動機制御手段をそれぞれ構成する。

【0036】なお以上では、車両走行時に走行用油圧モータ4の加速性を確保する例を示したが、これに限定されず、例えば車両の上部旋回体を旋回させる旋回用油圧モータに適用してもよい。したがって操作手段も走行ペダルに限定されない。

【0037】

10 【発明の効果】本発明によれば、入力トルク制御を採用するものにおいて、油圧アクチュエータを制御する操作手段により原動機回転数も制御されるときには、入力トルクが増加する方向の制御のみ行うようにしたので、例えば走行用モータなどの油圧アクチュエータのスムーズな加速性を確保することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例に係る油圧制御装置の傾転角制御部の構成を示すブロック図である。

【図2】全体構成を示す図である。

20 【図3】図2の一部分を拡大して示す図である。

【図4】トルク制御部を構成する目標トルク演算部の詳細を示すブロック図である。

【図5】回転数制御部の構成を示すブロック図である。

【図6】回転数制御の手順を示すフローチャートである。

【図7】従来の目標トルク演算部の詳細を示すブロック図である。

【符号の説明】

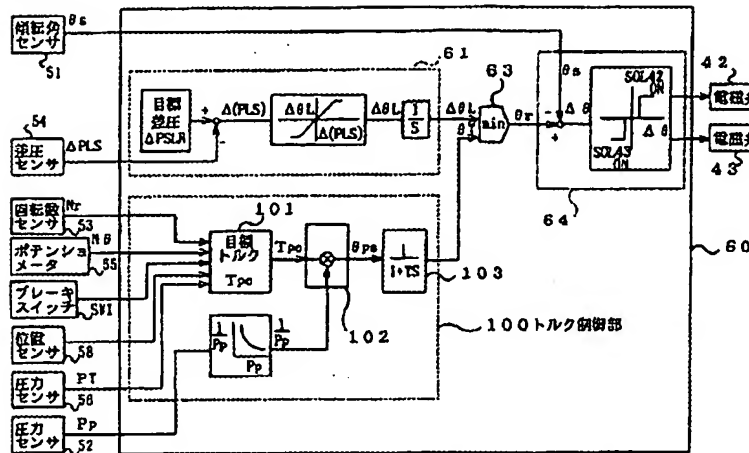
- 1：可変容量油圧ポンプ
- 2：走行用制御弁
- 4：走行用油圧モータ
- 6：パイロット弁
- 6a：走行ペダル
- 8：前後進切換弁
- 20：作業用制御弁
- 21：作業用シリンダ
- 27：エンジン(原動機)
- 28：パルスモータ
- 40：傾転制御装置
- 50：コントローラ
- 51：傾転角センサ
- 52：圧力センサ
- 53：回転数センサ
- 54：差圧センサ
- 55：ポランショメータ
- 56：圧力センサ
- 57：回転数設定装置
- 57a：燃料レバー
- 58：位置センサ
- 60：第1の制御回路部

61:LS制御部
63:選択部
64:サーボ制御部
80:第2の制御回路部

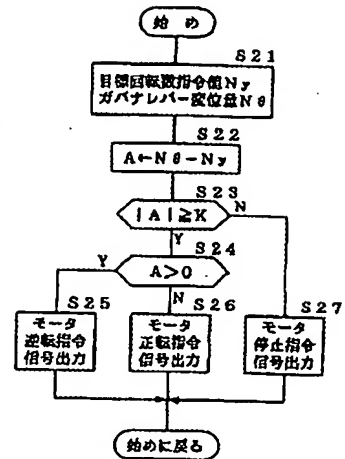
*100:トルク制御部
101:目標トルク演算部
SW1:ブレーキスイッチ

*

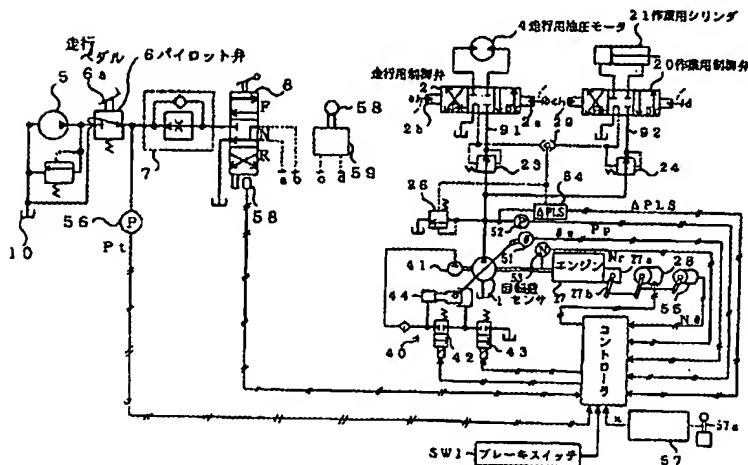
【図1】



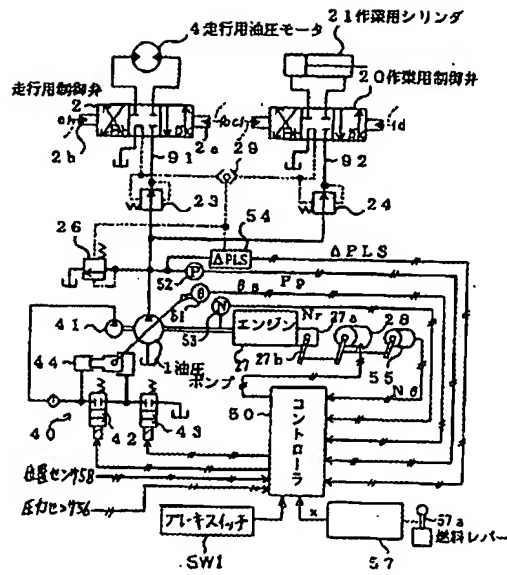
【図6】



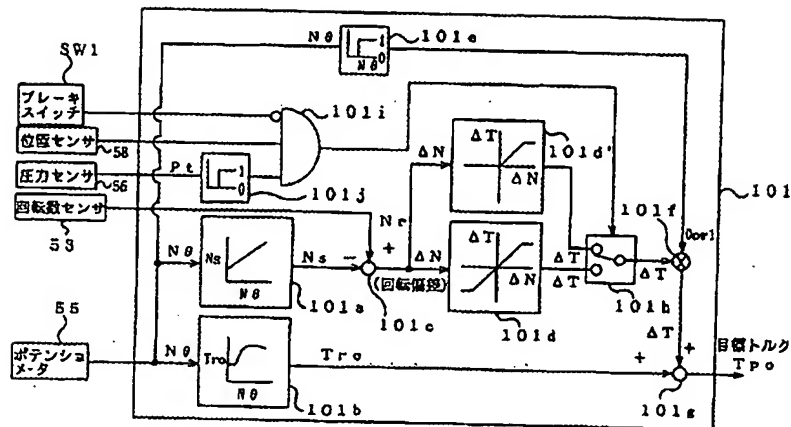
【図2】



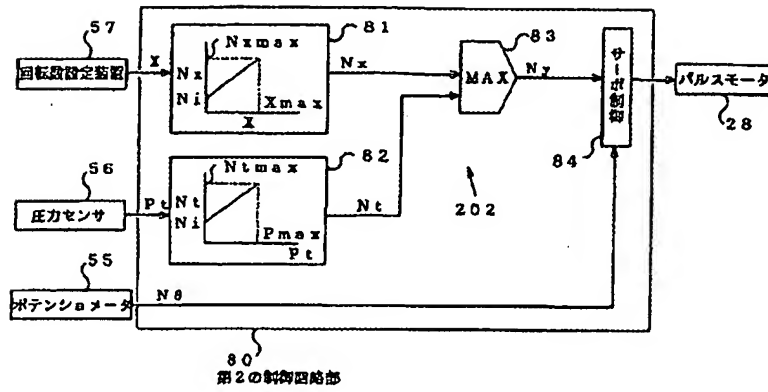
【図3】



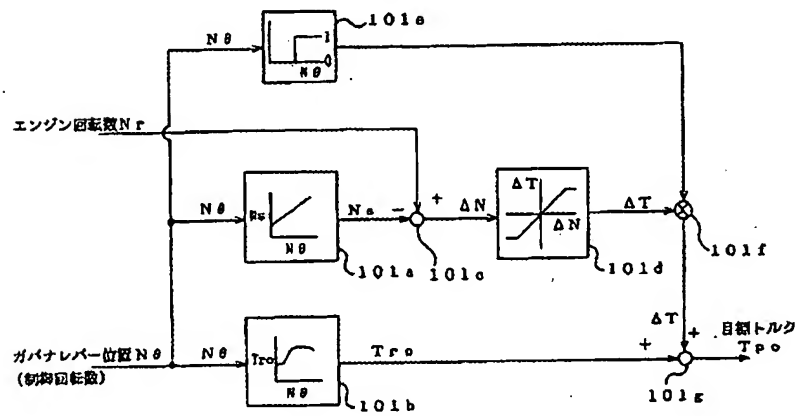
【図4】



【図5】



【図7】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開 昭63-195402 (J P, A)
 特開 平2-279837 (J P, A)
 特開 昭60-234101 (J P, A)

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

(57) [Claim(s)]

[Claim 1] The variable-capacity hydraulic pump driven by the prime mover, and the actuator driven with the discharged oil from this hydraulic pump, The control means which controls the amount of the pressure oil led to said actuator according to actuation of an actuation means, A detection means to detect the rotational frequency of said prime mover, and an input torque control means to fluctuate the input torque of said hydraulic pump according to the deflection of said actual rotational frequency and control rotational frequency which were detected, In the hydraulic control of the oil pressure construction equipment equipped with the prime-mover control means which controls the rotational frequency of said prime mover according to the control input of said actuation means said input torque control means Hydraulic control of the oil pressure construction equipment characterized by performing only control of the direction which said input torque increases when the prime-mover rotational frequency is controlled by said prime-mover control means.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the hydraulic control of the oil pressure construction equipment which adopted the input torque control.

[0002]

[Description of the Prior Art] While controlling the amount of the pressure oil which is equipped with the hydraulic motor for transit (actuator) driven with the discharged oil from the variable-capacity hydraulic pump driven with an engine (prime mover), for example, is led to a hydraulic motor according to actuation of a transit pedal (actuation means) and making it run a car, according to actuation of the above-mentioned transit pedal, controllable oil pressure construction equipments (for example, wheel mounted hydraulic excavator etc.) are known in the engine speed. And there are some which adopt the following input torque controls in such an oil pressure construction equipment.

[0003] An input torque control is control which performs speed sensing which calculates and mentions later deflection ΔT of the actual engine speed N_r detected by the engine-speed sensor, and engine centrifugal-spark-advancer lever location (control engine speed) N_{θ} , calculates the target torque T_{po} for preventing an engine stall from this deflection ΔT , and asks for target pump tilt angle θ_A from this target torque T_{po} .

[0004] Drawing 7 is a block diagram explaining the detail of speed sensing of the above-mentioned input torque controls. In drawing 7, centrifugal-spark-advancer lever location N_{θ} of the prime mover detected by the non-illustrated potentiometer is inputted into criteria rotational frequency operation part 101a and torque operation part 101b. Criteria engine-speed operation part 101a calculates the speed sensing criteria engine speed N_s from the property of illustration according to inputted centrifugal-spark-advancer lever location N_{θ} . According to this property, the criteria engine speed N_s becomes so high that centrifugal-spark-advancer lever location N_{θ} , i.e., a control engine speed, is high. Moreover, torque operation part 101b calculates the target torque T_{ro} from the property of illustration according to inputted centrifugal-spark-advancer lever location N_{θ} . Adder unit 101c calculates deflection $\Delta N (=N_r - N_s)$ of the engine actual rotational frequency N_r and the above-mentioned criteria rotational frequency N_s , and 101d of amendment torque operation part asks for amendment torque ΔT from the property of illustration according to this rotational frequency deflection ΔN . According to this property, when rotational frequency deflection ΔN is forward, amendment torque also just becomes, when rotational frequency deflection ΔN is negative, amendment torque also becomes negative, and amendment torque $|\Delta T|$ increases according to the increment in $|\Delta N|$.

[0005] Moreover, function generator 101e outputs the signal which shows "1" at the time beyond "0" and a predetermined value, when centrifugal-spark-advancer lever location N_{θ} is under a predetermined value, and the signal is multiplied by the above-mentioned amendment torque ΔT in 101g of multiplication sections. That is, amendment torque ΔT becomes effective only when centrifugal-spark-advancer lever location N_{θ} is beyond a predetermined value, this ΔT is added to the above-mentioned target torque T_{ro} in 101f of adder units, and that value is outputted as a target torque command value T_{po} . And as mentioned above from this target torque command value T_{po} , target tilt angle θ_A calculates, and the tilt angle (***** volume) of a variable-capacity

hydraulic pump is controlled to be set to this target tilt angle θ_A .

[0006] Since according to such an input torque control amendment torque ΔT becomes forward, the target torque command value T_{po} increases, when allowances are in engine torque, amendment torque ΔT becomes negative on the other hand in being a TORUKUO-bar, and the target torque command value T_{po} decreases, target torque can be brought close to a rating torque, and torque can be set up effectively.

[0007]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, in the conventional input torque control mentioned above, in fixing an engine speed and operating, it is satisfactory, but in operating controlling an engine speed, for example by the transit pedal, the problem shown below occurs.

[0008] That is, if a transit pedal is broken in and operated to a full throttle, for example at the time of transit start, control rotational frequency N_{θ} of the engine set up with the amount of treading in will become high, and the speed sensing criteria rotational frequency N_s mentioned above according to this will also become high. However, even if a centrifugal-spark-advancer lever becomes the maximum location, by the time an actual engine speed reaches the value according to a centrifugal-spark-advancer lever location, there will be time lag, between this time lag, rotational frequency deflection ΔN serves as negative, and amendment torque ΔT also becomes negative.

Therefore, a pump flow rate is insufficient and the acceleration nature of a hydraulic motor, i.e., a car, gets worse until the target torque command value T_{po} becomes small, the tilt angle of a hydraulic pump decreases and a rotational frequency rises from pedal actuation.

[0009] Although the above-mentioned input torque control is used for the purpose of this invention, an actuator is to offer the hydraulic control of an accelerable oil pressure construction equipment smoothly.

[0010]

[Means for Solving the Problem] When it matches and explains to drawing 1 which shows one example - drawing 5 $R > 5$, this invention The variable-capacity hydraulic pump 1 driven by the prime mover 27, and the actuators 4 and 21 driven with the discharged oil from this hydraulic pump 1, The control means 2 and 20 which control the amount of the pressure oil led to actuators 4 and 21 according to actuation of the actuation means 6 and 6a, A detection means 53 to detect the rotational frequency of a prime mover 27, and an input torque control means 100 to fluctuate the input torque of a hydraulic pump 1 according to the deflection of the rotational frequency and control rotational frequency which were detected, It is applied to the hydraulic control of the oil pressure construction equipment equipped with the prime-mover control means 80 which controls the rotational frequency of a prime mover 27 according to the control input of the actuation means 6 and 6a. And the above-mentioned trouble is solved by constituting the input torque control means 100 as follows. That is, the input torque control means 100 performs only control of the direction which an input torque increases, when the prime-mover rotational frequency is controlled by the prime-mover control means 80.

[0011]

[Function] For example, when transit pedal 6a (actuation means) was broken into full and operated at the time of transit start, as it mentioned above between time lag after centrifugal-spark-advancer lever 27b becomes the maximum location until an actual rotational frequency blows up, rotational frequency deflection ΔN serves as negative, and amendment torque ΔT also becomes negative. However, since the input torque control means 100 performs only control of the direction which an input torque increases and does not perform control of the direction where an input torque decreases when the rotational frequency of a prime mover 27 is controlled by the prime-mover control means 80 according to actuation of the actuation means 6 and 6a in this way, beyond a predetermined value does not become small but the tilt angle of a hydraulic pump is held for the target torque command value T_{po} beyond a predetermined value. Smooth acceleration nature can be secured without following, for example, pump flow rates running short at the time of car acceleration.

[0012] In addition, although drawing of an example was used by the term of above-mentioned The means for solving a technical problem explaining the configuration of this invention, and an operation in order to make this invention intelligible, thereby, this invention is not limited to an

example.

[0013]

[Example] Drawing 1 - drawing 6 explain one example of this invention. It is drawing showing the whole drive control-device configuration of the oil pressure construction equipment which drawing 2 requires for this invention, and drawing which drawing 3 expands the part and is shown, and 1 is a variable-capacity hydraulic pump driven with an engine (prime mover) 27. The engine speed of an engine 27 is controlled by rotating centrifugal-spark-advancer lever 27b of centrifugal-spark-advancer 27a by the pulse motor 28. And while the discharged oil of the variable-capacity hydraulic pump 1 according to the engine speed is led to a hydraulic motor 4 through the control valve 2 for transit, it is led to the working-level month oil hydraulic cylinder 21 through the working-level month control valve 20.

[0014] If pedal 6a of the change pilot valve 6 is operated to advance (F location), the discharged oil from the pilot hydraulic pump 5 will be led to pilot port 2a of the pilot type control valve 2, and this control valve 2 will switch the now, for example, pre-go-astern, change-over valve 8 in the amount of strokes according to pilot oil pressure. Thereby, the discharged oil from the variable-capacity hydraulic pump 1 is supplied to a hydraulic motor 4 through a duct 91, the pressure compensation valve 23, and a control valve 2, and a car runs. It depends for the rate of a car on the amount of treading in of transit pedal 6a.

[0015] If pedal 6a is detached during transit, a pilot valve 6 will intercept a pressure oil and the exit port will be opened for free passage with a tank 10. Consequently, the pressure oil which was acting on pilot port 2a returns to a tank 10 through the pre-go-astern change-over valve 8, a slow return valve 7, and a pilot valve 6. At this time, since a return oil is extracted by drawing 7a of a slow return valve 7, while the pilot type control valve 2 switches to a center valve position gradually, the car is slowed down gradually.

[0016] Moreover, if the activity lever 58 is operated, the working-level month control valve 20 of an oil pressure pilot type will switch with the pressure decompressed with the reducing valve 59 according to the control input, the discharged oil from a hydraulic pump 1 will be led to the working-level month oil hydraulic cylinder 21 through a duct 92, the pressure compensation valve 24, and a control valve 20, and working-level month attachments, such as a boom, will go up and down by telescopic motion of an oil hydraulic cylinder 21. The pressure compensation valves 23 and 24 make actuation of a hydraulic motor 4 and an oil hydraulic cylinder 21 compensate independently, and it is made only for place constant pressure to make a high pressure supply to these from a hydraulic pump 1 rather than each load pressure here.

[0017] It is controlled by the tilt angle control unit 40, the tilt angle, i.e., the ***** volume, of the variable-capacity hydraulic pump 1. The tilt angle control device 40 consists of the hydraulic pump 41 driven with an engine 27, the solenoid valves 42 and 43 of a pair, and the servo cylinder 44 by which a piston location is controlled by the pressure oil from a hydraulic pump 41 according to a change-over of solenoid valves 42 and 43, and the tilt angle of a hydraulic pump 1 is controlled according to the piston location of a servo cylinder 44. Here, change-over control of the solenoid valves 42 and 43 of a pair is carried out by the controller 50.

[0018] The tilt angle sensor by which 51 detects tilt angle θ of a hydraulic pump 1, the pressure sensor with which 52 detects the discharge pressure P_p of a hydraulic pump 1, the engine-speed sensor by which 53 detects the engine speed N_r of an engine 27, and 54 are differential pressure sensors which detect the differential pressure of the discharge pressure of a hydraulic pump 1, and the maximum load pressure (it is the value of the larger one among the load pressure of a hydraulic motor 4, and the load pressure of an oil hydraulic cylinder 21, and chosen by the shuttle valve 29) of an actuator, i.e., LS differential pressure ΔP_{LS} . Moreover, the potentiometer to which 55 detects amount (control rotational frequency) N_{of} rotation θ of centrifugal-spark-advancer lever 27b, the pressure sensor with which 56 detects the pressure P_t of the pilot valve 6 according to the control input of transit pedal 6a, and 58 detect the change-over location of the pre-go-astern change-over valve 8, it is the position sensor which outputs a high-level signal in the advance of those other than a center valve position, and a go-astern location, and the detection result of each of these sensors is inputted into a controller 50. 57 is a rotational frequency setting device which orders it the target rotational frequency X according to the manual operation of fuel lever 57a, and the command signal

is also inputted into a controller 50. Furthermore, SW1 is a brake switch, is turned on at the time of an activity and is turned off at the time of transit. The condition of this brake switch SW1 is also inputted into a controller 50. Yes, in addition, the output serves as by ON and the brake switch SW1 serves as a low in OFF.

[0019] A controller 50 has the 1st control circuit section 60 as shown in drawing 1, and this control circuit section 60 consists of the load sensing control section (henceforth, LS control section) 61, the torque control section 100, the selection section 63, and the servo control section 64. The LS control section 61 calculates the deflection delta of target differential pressure $\Delta PLSR$ and LS differential pressure ΔPLS detected by the differential pressure sensor 54 (PLS), calculates the variation $\Delta \theta_L$ of desired value from this deflection delta (PLS), integrates with this, and outputs it in quest of target pump tilt angle θ_L for load sensing control.

[0020] The torque control section 100 has the target torque operation part 101, and this target torque operation part 101 calculates amendment torque ΔT from the deflection of the engine speed N_r detected by the engine-speed sensor 53, and centrifugal-spark-advancer lever location (control engine speed) N_{θ} detected by the potentiometer 55, and performs speed sensing, and it calculates the target torque T_{po} for preventing an engine stall from this deflection ΔT . Moreover, the torque control section 100 has the operation part 102 which multiplies this target torque T_{po} by the inverse number of the pump discharge pressure P_p detected with the pressure sensor 52, and performs a tilt angle operation, and the tilt angle operation part 103 which asks for target pump tilt angle θ_T for an input torque control, covering the filter of a lag unit over that value θ_{Taps} temporarily.

[0021] Drawing 4 shows the detail of the above-mentioned target torque operation part 101, gives the same sign to the same part as drawing 7 explained with the conventional technique, and mainly explains difference. In drawing 4, it has 101d [of torque operation part]' in everything but 101d of the conventional torque operation part by this target torque operation part 101. According to the property of 101d [of torque operation part]', when rotational frequency deflection ΔN is forward like illustration, like ****, amendment rotational frequency ΔT is forward, and it increases according to the increment in ΔN , but when ΔN is negative, ΔT becomes constant value (zero). That is, only control of the direction which an input torque increases is performed. And the output of 101d of each torque operation part and 101d' is inputted into 101h of selection sections, respectively.

[0022] Moreover, while the signal which shows the change-over location of the pre-go-astern change-over valve 8 which it is as a result of [of the signal and position sensor 58 which show the on-off condition of the brake switch SW1] detection is inputted, the output of function generator 101j is inputted into the AND gate circuit shown by sign 101i. Function generator 101j outputs the signal which shows "1", when the pressure signal P_t is beyond a predetermined value about the signal which shows "0" when the pressure signal P_t according to the output of a pressure sensor 56, i.e., the control input of transit pedal 6a, is under a predetermined value. And ** brake switch SW1 turns off AND gate circuit 101i (a switch SW1 outputs a low-level signal), and it has the go-astern-before ** change-over valve 8 in addition to N location (F location or R location) (a sensor 58 outputs a high-level signal), and only when all of three conditions of ** with the ** above-mentioned pilot pressure P_t higher (function generator 101j outputs a high-level signal) than a predetermined value are filled, it is turned on. This shows that it is at the car transit time.

[0023] And 101h of selection sections mentioned above chooses amendment rotational frequency ΔT obtained by 101d of function generators, when AND gate circuit 101i is OFF, and when AND gate circuit 101i is ON, they choose amendment rotational frequency ΔT obtained by 101d [of function generators]'. After selected amendment rotational frequency ΔT is inputted into 101f of multipliers and multiplied by the output of function generator 101e, it is added to the target torque T_{ro} by 101g of adder units. The above is the configuration of the target torque operation part 101.

[0024] Moreover, in drawing 1, the selection section 63 chooses the value of the smaller one as tilt angle command value θ_{tar} among two target tilt angle θ_L from the above-mentioned LS control section 61 and the torque control section 62, and θ_T , and outputs it to the servo control section 64. The servo control section 64 compares selected tilt angle command value θ_{tar} with tilt angle feedback value θ_{as} detected by the tilt angle sensor 51, and it controls the tilt angle control unit 40 so that pump tilt angle θ_{as} is in agreement with tilt angle command value θ_{tar} .

[0025] The ***** volume of the variable-capacity hydraulic pump 1 is controlled so that LS differential pressure becomes constant value here according to the load sensing control by the above-mentioned LS control section 61, a pump tilt angle is controlled so that a pump discharge flow rate turns into a demand flow rate of control valves 2 or 20, since it is held highly, only desired value more nearly predetermined than load sensing ** in the above-mentioned pumping pressure does not carry out the regurgitation of the excessive flow rate, and the futility by loop loss of it is lost, and it can aim at improvement in fuel consumption and operability. Moreover, according to the input torque control by the torque control section 62, the torque of a hydraulic pump 1 is held within the limits of the output torque of an engine 27, and it is prevented that an overload acts on an engine 27.

[0026] Moreover, the controller 50 has the 2nd control circuit section 80 shown in drawing 5. In the 2nd control circuit section 80, 81 is the 1st target engine-speed operation part, and determines the 1st [according to the amount X of displacement] target engine speed N_x from the signal equivalent to the amount X of displacement of fuel lever 57a of the engine-speed setting device 57. 82 is the 2nd target rotational frequency operation part, and determines the 2nd [according to a pilot pressure P_t] target rotational frequency N_t from the pilot pressure P_t (signal from a pressure sensor 56) corresponding to the control input of transit pedal 6a.

[0027] Here, in the 1st target rotational frequency operation part 81, the amount X of displacement and the 1st target rotational frequency N_x are set as the relation which the 1st target rotational frequency N_x increases from idle rpm nickel linearly as the amount X of displacement increases. Moreover, in the 2nd target rotational frequency operation part 82, a pilot pressure P_t and the 2nd target rotational frequency N_t are set as the relation which the 2nd target rotational frequency N_t increases from idle rpm nickel linearly as a pilot pressure P_t (pedal control input) increases. Furthermore, the maximum $N_{x\max}$ of the 1st target engine speed N_x is set up lower than the maximum engine speed which an engine 1 can take out, the maximum $N_{t\max}$ of the 2nd target engine speed N_t is set up almost equally to the maximum engine speed concerned of an engine 1, and the maximum $N_{t\max}$ of the target engine speed N_t is larger than the maximum $N_{x\max}$ of the target engine speed N_x as a result.

[0028] The value of the larger one is chosen in the 3rd selection section 83, and let these targets rotational frequencies N_x and N_t be the target rotational frequency command values N_y . This target engine-speed command value N_y is compared with the signal of amount N_θ of displacement theta of centrifugal-spark-advancer lever 27b detected by the potentiometer 55 in the servo control section 84, and a pulse motor 28 is controlled so that both are in agreement according to the procedure shown in drawing 6.

[0029] drawing 6 -- setting -- first -- step S21 -- the target engine-speed command value N_y and a centrifugal-spark-advancer lever -- a variation rate -- amount N_θ is read, respectively and it progresses to step S22. At step S22, it stores in memory by making the result of $N_\theta - N_y$ into the rotational frequency difference A, and judges whether it is $|A| \geq K$ in step S23 using the criteria rotational frequency difference K defined beforehand. If it will progress to step S24 if affirmed, and it judges whether it is the engine-speed difference $A > 0$ and it becomes $A > 0$, amount N_θ of centrifugal-spark-advancer lever-displacement theta is larger than the target engine-speed command value N_y , that is, since the control engine speed is higher than a target engine speed, in order to lower an engine speed, the signal which orders it a motor inversion at step S25 is outputted to a pulse motor 28. A pulse motor 28 is reversed by this and the rotational frequency of an engine 27 falls.

[0030] On the other hand, if it becomes $A \leq 0$, amount N_θ of centrifugal-spark-advancer lever-displacement theta is smaller than the target engine-speed command value N_y , that is, since the control engine speed is lower than a target engine speed, in order to raise an engine speed, the signal which orders it motor normal rotation at step S26 is outputted. Thereby, a pulse motor 28 rotates normally and the rotational frequency of an engine 27 rises. If step S23 is denied, it will progress to step S27, a motor stop signal will be outputted, and, thereby, the rotational frequency of an engine 27 will be held at constant value. If steps S25-S27 are performed, it will return to beginning.

[0031] Next, actuation of the example constituted as mentioned above is explained. If in making it run a car fuel lever 57a turns off the brake switch SW2 in the condition of being in an idle location, switches a pre-go-astern change-over valve to F location or R location and operates transit pedal 6a, as mentioned above, a hydraulic motor 4 will drive and a car will start transit. At this time, since the

direction of several N_p target rotation of the 2nd target rotational frequency operation part 82 (drawing 5) becomes larger than the target rotational frequency N_x of the 1st target rotational frequency operation part 81, the selection section 83 chooses the several N_p above-mentioned target rotation as a target rotational frequency command value N_y , and a centrifugal-spark-advancer lever location is controlled so that an actual rotational frequency serves as this N_y according to the procedure of drawing 5.

[0032] When it follows, for example, transit pedal 6a is operated to a full throttle, centrifugal-spark-advancer lever location (control rotational frequency) N_{θ} (drawing 4) becomes the maximum location, and the speed sensing criteria rotational frequency N_s mentioned above according to this also serves as maximum. Here, since there will be time lag and rotational frequency deflection ΔN will serve as negative between this time lag by the time an actual engine speed reaches the value according to a centrifugal-spark-advancer lever location, even if centrifugal-spark-advancer lever 27b becomes the maximum location, amendment torque ΔT calculated by 101d of function generators becomes negative. However, in function generator 101d', as shown in drawing, even if rotational frequency deflection ΔN serves as negative, amendment torque ΔT is held by zero and does not become negative.

[0033] And since all the conditions of ***** mentioned above are satisfied at the time of such transit, AND gate circuit 101i of drawing 3 outputs the signal which shows "1", and, thereby, 101h of selection sections chooses output ΔT of 101d [of function generators]. Therefore, it can be held above a predetermined value, the tilt angle of a hydraulic pump 1 cannot fall below to a predetermined value, either, and the target torque command value T_{po} can secure the smooth acceleration nature of a hydraulic motor 4, i.e., a car.

[0034] On the other hand, since AND gate circuit 101i outputs the signal which shows "0" at the time of un-running when [of the above-mentioned *****] any one is not satisfied at least namely, 101h of selection sections chooses output [of 101d of function generators] ΔT . Therefore, control of the direction where an input torque decreases as usual in this case is also performed.

[0035] the configuration of the above example -- setting -- the hydraulic motor 4 for transit, and the working-level month cylinder 21 -- an actuator -- transit pedal 6a and a pilot valve 6 -- an actuation means -- the control valve 2 for transit, and the working-level month control valve 20 -- a control means -- the torque control section 100 constitutes an input torque control means, and the 2nd control circuit section 80 constitutes [the rotational frequency sensor 53] a prime-mover control means for a detection means, respectively.

[0036] In addition, although the example which secures the acceleration nature of the hydraulic motor 4 for transit at the time of car transit was shown above, you may apply to the hydraulic motor for revolution which is not limited to this, for example, is revolved in the revolving super-structure of a car. Therefore, an actuation means is not limited to a transit pedal, either.

[0037]

[Effect of the Invention] Since it was made to perform only control of the direction which an input torque increases when a prime-mover rotational frequency was also controlled by actuation means to control an actuator, in what adopts an input torque control according to this invention, it becomes possible to secure the smooth acceleration nature of actuators, such as a drive motor, for example.

[Translation done.]